
VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Drtič dřevního odpadu

Crusher of Wood Waste

Autor:

Bc. Pavel Boháč

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D

Ostrava 2017

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Boháč**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Drtič dřevního odpadu**
Crusher of Wood Waste
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte rešerši dané problematiky. Dále proveďte konstrukční návrh drtiče dřevního odpadu, včetně pásového dopravníku. Drtič je určen do dřevozpracujícího podniku pro drcení dřevních odřezků, přepravních obalů a dalších různorodých dřevních odpadů. Výstupní frakce bude maximálního rozměru 10 cm. Dopravní výška pro vynášecí pásový dopravník je stanovena na 4 metry. Zpracujte výkresovou dokumentaci a tu podložte potřebnými pevnostními a kinematickými výpočty. Detailní specifikaci provozních, manipulačních a dalších parametrů určí vedoucí závěrečné práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLIŠKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN 80-248-0493-x.
DRAŽAN, F. a kol. *Teorie a stavba dopravníků*. 1. Vyd. Praha: ČVUT, 1983. 290S.
FRIES, Jiří. *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*. Ostrava, 2009, 189 s. ISBN 978-80-248-2080-4.
Belt conveyors for bulk materials. 6th ed. Naples: Conveyor Equipment Manufacturers Association, 2005, xi, 599 s. ISBN 1-891171-59-3.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016
Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3)
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavře licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Pavel Boháč

Adresa trvalého pobytu studenta:

Pivovarská 686, 747 41

Hradec nad Moravicí

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BOHÁČ, P. Drtič dřevního odpadu: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017, 69 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem drtiče dřevního odpadu, včetně příslušenství. Tento drtič nalezne uplatnění ve dřevozpracovatelském závodě, kde bude primárně sloužit k drcení použitých dřevěných palet, obalů a odřezků z pilařské výroby. První část je věnována strojům, které zpracovávají dřevní hmotu, kterou lze následně použít k vytápění, případně zplynování. V druhé části jsou popsány konstrukční nedostatky současného drtiče, který se používá pro drcení dřevěných přepravních obalů. Poslední část je věnována návrhové konstrukci jednohřídelového drtiče, včetně návrhových a kontrolních výpočtů.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

BOHÁČ, P. Crusher of Wood Waste: Master's Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Designing, 2017, 69 s. Thesis head: Fries, J.

This master's thesis focuses on the construction solution of the wooden waste grinder, with accessories included. This grinder can be used in woodworking industry where can be mainly used for grinding of used wooden pallets, packaging and rest parts of the wooden production. The first part pursues of the machines for processing of the wooden material for heating process or gasification. The second part is about construction mistakes of the current grinding process solution used for grinding of wooden transport packages. The last part constrains construction design of the one shaft grinder, including design and control calculations.

Obsah

1	Rešerže dané problematiky	14
1.1	Štěpkovače	14
	Diskové štěpkovače.....	14
	Bubnové štěpkovače	15
	Šnekové štěpkovače	17
1.2	Drtiče	18
	Válcové drtiče	22
	Kladívkové drtiče.....	24
1.3	Porovnání výstupních frakcí	26
2	Analýza problému.....	27
2.1	Popis drtiče	28
2.2	Konstrukční nedostatky	31
3	Popis konstrukce drtiče	34
	Návrhové výpočty drtiče.....	38
4	Konstrukce vynášecího pásového dopravníku.....	41
	Návrhové výpočty pásového dopravníku	44
5	Konstrukce skládkového dopravníku.....	50
	Návrhové a kontrolní výpočty skládkového dopravníku	53
6	Konstrukce magnetického separátoru	60
	Návrhové výpočty magnetického separátoru.....	62
7	Závěr	65
8	Seznam použité literatury	66
9	Seznam použitých obrázků	67
10	Seznam tabulek	68
11	Seznam příloh	69

Seznam použitých značek a symbolů

a_x	šířka zubu drtiče	[m]
b	využitelná šíře dopravního pásu	[m]
B	šířka dopravního pásu	[m]
b_p	využitelná šíře dopravního pásu	[m]
B_p	šířka dopravního pásu	[m]
B_{SP}	šířka dopravního pásu separátoru	[m]
b_v	délka válce drtiče	[mm]
b_x	výška zubu drtiče	[m]
D_b	průměr hnacího bubnu	[m]
D_{pb}	průměr hnacího bubnu	[m]
D_{SPb}	průměr hnacího bubnu	[m]
D_v	průměr válce drtiče	[mm]
F	obvodová síla na poháněcím bubnu	[N]
f	globální součinitel tření	[-]
F_1	síla potřebná pro překonání pohybových odporů	[N]
F_2	síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_B	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_C	potřebná síla při drcení	[N]
F_{dov}	dovolená síla v dopravním pásu	[N]
f_n	součinitel nakypření	[-]
F_{N1}	odpor setrvačných sil v místě nakládky	[N]
F_{N2}	odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením	[N]
F_o	síla tahu v dopravním pásu	[N]
F_P	přídavné a vedlejší odpory	[N]
F_p	obvodová síla poháněcího bubnu	[N]
F_{p1}	síla potřebná pro překonání pohybových odporů	[N]
F_{p2}	síla potřebná k překonání dopravní výšky	[N]
F_{PB}	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_{pdov}	dovolená síla v dopravním pásu	[N]
F_{PN1}	odpor setrvačných sil v místě nakládky	[N]
F_{PN2}	odpor tření mezi dopr. hmotou a bočním vedením	[N]
F_{po}	síla tahu v dopravním pásu	[N]

F_{pp}	přídavné a vedlejší odpory	[N]
F_{pZ}	velikost napínací síly	[N]
F_{SP}	obvodová síla poháněcího bubnu separátoru	[N]
F_{SPB}	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu	[N]
F_{SPdov}	dovolená síla v dopravním pásu	[N]
F_{SPo}	tahy v dopravním pásu	[N]
F_{SPP}	přídavné a vedlejší odpory separátoru	[N]
F_{SPZ}	velikost napínací síly	[N]
F_v	výkon hnacího elektromotoru drtiče	[N]
F_Z	velikost napínací síly	[N]
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
H	dopravní výška	[m]
k	korekce úhlu sklonu	[-]
k_1	korekce úhlu sklonu	[-]
k_{ps}	statická bezpečnost proti prokluzu	[-]
k_s	součinitel plnění pásu	[-]
k_{SPs}	statická bezpečnost proti prokluzu	[-]
L	délka dopravníku	[m]
L	vzdálenost poháněcího bubnu od napínací stanice	[m]
L'_p	vzdálenost poháněcího bubnu od napínací stanice	[m]
l_N	minimální urychlovací délka	[m]
L_p	délka dopravního pásu	[m]
l_{pN}	minimální urychlovací délka	[m]
L_{SP}	vzdálenost poháněcího bubnu od napínací stanice	[m]
M_{k1}	krouticí moment drtiče	$[N \cdot m]$
m_p	měrná hmotnost dopravního pásu	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{pp}	měrná hmotnost dopravního pásu	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{pv}	měrná hmotnost rotujících části válečků	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{pvd}	hmotnost válečků v dolní větvi	[kg]
m_{pvh}	hmotnost válečků v horní větvi	[kg]
m_v	měrná hmotnost rotujících válečků	$[kg \cdot m^{-1}]$
m_{vd}	hmotnost válečků v dolní větvi	[kg]
m_{vh}	počet válečků v horní větvi	[ks]
n_B	počet nepoháněných bubnů	[ks]

n_{PB}	počet nepoháněných bubnů	[ks]
n_{pvd}	počet válečků v dolní větvi	[ks]
n_{pvh}	počet válečků v horní větvi	[ks]
n_{SPB}	počet nepoháněných bubnů	[ks]
n_v	počet otáček hřídele drtiče	[ot·min ⁻¹]
n_{vd}	počet válečků v dolní větvi	[ks]
n_{vh}	hmotnost válečků v horní větvi	[kg]
P	potřebný provozní výkon pásového dopravníku	[kW]
p	měrný tlak mezi dopr. pásem a bubnem	[MPa]
p_{dov}	měrný dovolený tlak mezi bubnem a pásem	[MPa]
P_{Mv}	potřebný výkon elektromotoru drtiče	[kW]
P_p	provozní výkon pohonu sklad. dopravníku	[kW]
p_p	měrný tlak mezi dopr. pásem a bubnem	[MPa]
p_{pdov}	měrný dovolený tlak mezi bubnem a pásem	[MPa]
p_{SP}	měrný tlak mezi dopravním pásem a bubnem	[MPa]
P_{SP}	potřebný výkon elektromotoru separátoru	[kW]
p_v	mez pevnosti dřeva	[MPa]
Q	hmotnost dopravovaného materiálu za hodinu	[t·h ⁻¹]
q	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
q_p	měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg·m ⁻¹]
q_v	koeficient využití drtiče	[-]
Q_v	teoretický výkon drtiče	[t·h ⁻¹]
r_r	poloměr válce drtiče	[m]
S_D	celková plocha průřezu	[m ²]
S_{D1}	plocha průřezu vodorovná	[m ²]
S_{D2}	plocha průřezu pod úhlem	[m ²]
S_P	požadovaný průřez náplně pásu	[m ²]
S_S	celková plocha průřezu s korekcí sklonu	[m ²]
S_z	plocha zubu drtiče	[m ²]
\check{s}	šířka výstupní štěrbin	[m]
t_1	rozteč válečků v horní větvi	[m]
t_2	rozteč válečků v dolní větvi	[m]
t_{p1}	rozteč válečků v horní větvi	[m]
t_{p2}	rozteč válečků v dolní větvi	[m]

v	rychlost dopravního pásu dopravníku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_o	počáteční rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_p	rychlost dopr. pásu sklad. dopravníku	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v_{sp}	rychlost dop. pásu separátoru	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
α_G	úhel opásání poháněcího bubnu	$[\text{rad}]$
ε	úhel stoupání	$[\text{°}]$
ε_p	úhel sklonu dopravníku	$[\text{°}]$
η	účinnost poháněcí stanice	$[-]$
η_{sp}	účinnost poháněcí stanice	$[-]$
μ	součinitel tření mezi poháněcí stanicí a dop. pásem	$[-]$
μ_B	součinitel mezi dopr. materiálem a bočním vedením	$[-]$
π	matematická konstanta	$[-]$
ρ_s	sypná hmotnost	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
σ_{pdov}	dovolený měrný tlak v pásu	$[\text{MPa}]$
ψ_d	sypný úhel štěpky	$[\text{°}]$

Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh konstrukce drtiče dřevního odpadu, včetně vynášecího pásového dopravníku. Tento drtič bude primárně sloužit k drcení použitých dřevěných palet, obalů a odřezku z pilařské výroby.

První část je věnována strojům, které se využívají při zpracování dřevní hmoty. Takto zpracovaná dřevní hmota se využívá k vytápění v místních topeništích (domácnostech), spalovnách a v neposlední řadě také jako surovina k další výrobě dřevotřískových desek, dřevních briket, pelet atd.

Druhá část diplomové práce je zaměřena na již stávající drtič dřevního odpadu, označený DR240/900. Zde je upozorněno na některé konstrukční nedostatky, kterými tento drtič trpí při aplikaci. Firma tento drtič využívá pro ekologickou likvidaci použitých dřevěných palet, dřevěných přepravních obalů a odpadu z pilařské výroby.

Ve třetí kapitole jsou popsány jednotlivé konstrukční celky drtiče, jako je samotné drtící ústrojí, dopravníkový pás pro vynášení rozmělněné hmoty mimo drtič, separátor kovových částí a dopravníkový pás určený k zakládání zpracované dřevní hmoty. V této části také nalezneme návrhové a kontrolní výpočty jednotlivých částí.

1 Rešerže dané problematiky

1.1 Štěpkovače

Štěpkovače jsou stroje, které dělí dendromasu řezným účinkem pomocí nožů umístěných na rotujícím disku nebo bubnu. Jedná se o zařízení k beztržskému dělení dřeva napříč vlákny a současně dělením na potřebnou tloušťku podél vláken za pomoci klínového tvaru nože. Štěpkovače mohou být rozděleny do několika podskupin podle způsobu podávání materiálu do stroje a to na podávání manuální nebo mechanické, za pomoci hydraulické ruky, dopravního pásu atd. Další rozdělení může být dle způsobu pohybu štěpkovače na samojízdné nebo vlečné. Pohon štěpkovače může být zabezpečen dvěma způsoby a to vlastním pohonem nebo externím za pomoci kardanu.

V praxi se setkáváme s třemi druhy štěpkovačů:

- diskové štěpkovače
- bubnové štěpkovače
- šroubové štěpkovače

Diskové štěpkovače

Jedná se o zařízení nejrozšířenější pro výrobu štěpky. Konstrukce těchto zařízení je jednodušší a investičně méně náročná. Počet nožů na disku se obvykle pohybuje od 2-4 kusů a maximální teoretický výkon nepřekročí $30 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$. Sekací nože jsou umístěny na čelní straně rotujícího kotouče. Tento kotouč zastává současně funkci setrvačníku, díky tomuto je zaručeno překonávání nerovností a rázů, které vznikají při podávání materiálu do štěpkovače.

Vzhledem k tomu, že směrem ke středu disku klesá obvodová rychlost nožů, zmenšuje se i řezný výkon. Z tohoto důvodu je podávací otvor omezen pro malé průměry. Z této nevýhody vyplývá, že tento štěpkovač je vhodný pro štěpkování menšího množství materiálu o relativně malém průměru.

Obtížně se také štěpkují kratší odřezky, u kterých nelze využít samopodávacího efektu sekacích nožů. Při použití diskových štěpkovačů k štěpkování klestu je štěpkovač vybaven přísunovým žlabem a mačkacím válcem pro podávání k nožům. Kvalita výstupní štěrky je vyšší a to zásluhou menšího vstupního otvoru a konstantním řezným úhlem. Uplatnění nachází při štěpkování stromků z prořezávek, větví, při pracích na zahradách a v komunálních službách při údržbě veřejné zeleně.



Obr. 1.1 Diskový štěpkovač [10]

Bubnové štěpkovače

Konstrukce bubnových štěpkovačů je tvořena rotujícím válcem. Ten má na svém povrchu sekací nože, které jsou umístěny rovnoběžné s jeho osou. Výrobce štěpkovačů je schopen upravit velikost vstupního otvoru za pomoci prodloužení válce se sekacími noži, případně zvětšit průměr rotujícího válce. Tento typ štěpkovačů má dostatečně velký vstupní otvor a je tedy nejvhodnějším zástupcem pro štěpkování nesourodého materiálu, který v převážné většině představuje klest z lesní těžby.

Obvykle bývají štěpkovače vybaveny podávacím pásem, který tvoří řetězový nebo jiný dopravníkový pás. U vstupního otvoru jsou vtahovací válce pro snadný transport materiálu až k rotoru. Tyto válce jsou opatřeny hroty, či výstupky, které jsou tvarově různé.

Výstupky zaručují dokonalý posun klestu. Horní podávací válec je pohyblivý, díky tomuto je možno přizpůsobovat velikost vstupního otvoru a stále zaručovat schopnost posouvat materiál k bubnu.

Široký vstupní otvor může způsobit stočení podávaného materiálu, který je kratší než vstup. Hmota poté není sekána kolmo na podélnou osu, ale šikmo nebo rovnoběžně. Poté vzniká štěrka velmi nízké kvality, která je obsahuje třísky různých délek. Proto bylo aplikováno okolo rotujícího bubnu síto, kterým propadnou štěrky požadovaných rozměrů a větší kusy jsou znovu unášeny k štěpkování.



Obr. 1.2 Bubnový štěpkovač [11]

Bubnové štěpkovače se používají v případech, kdy očekáváme vyšší výkony a to s teoretickým výkonem až $200 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$. Maximální průměr může dosáhnout až 900 mm u měkkého dřeva. Nevýhodou těchto štěpkovačů je jejich složitější konstrukce s nutností dokonalého podávacího systému a kontrole přetížení stroje při přehlcení. V porovnání s drtiči mají menší hmotnost, a nepoškozuji tak výrazně půdní povrch a jsou mobilnější.

Šnekové štěpkovače

Šnekové sekačky jsou vybaveny sekacím hlavou v podobě šroubovice se stoupajícím průměrem. Při otáčení šroubovice se postupně šroubovice zařezává do dřeva a vtahuje hmotu dále k většímu průměru. Velikost šroubovice udává velikost výstupní štěpky. Nejvýhodnější aplikace je pro sekání tenkých stromků a kmínků. Výstupní štěpka je nestandardních rozměrů. Mezi hlavní výhodu tohoto zařízení patří minimální energetická náročnost.



Obr. 1.3 Šnekový štěpkovač [12]

Sekačky můžeme rozdělit na dva druhy podle podávání dendromasu do sekacího ústrojí. První způsob je bez vtahovacího mechanismu, kdy je stahování prováděno pouze za pomoci šnekové hlavice. Druhým způsobem je štěpkovač s mechanickým podávacím zařízením, případně ještě ve spojení s dopravníkem.

1.2 Drtiče

Drtiče jsou stroje určené k drcení větví, kůry, zbytků po zpracování dřeva a v neposlední řadě k recyklaci použitých dřevních výrobků jako jsou palety, přepravní obaly či nábytek atd. Výstupní drť je vhodná k ekologické výrobě tepla nebo výrobě elektřiny formou zplyňování. V drtičích na vstupní materiál působí několik druhů namáhání, úderem, pomalým tlakem nebo ostřím. U materiálu poté dochází k lámání, štípání a rozměňování. Tento typ stroje není náchylný k přítomnosti cizorodých předmětů, ať již ve formě hlíny, kamení, písku a v malé míře kovových výrobků jako je spojovací materiál, hřebíky, šrouby, vruty atd. Je možnost drtit i velmi znečištěný materiál, což zaručuje zpracování mechanicky shrnovaných těžebních zbytků, které by nebylo možností štěpkovačem zpracovat.

Mezi hlavní výhody patří možnost zpracovávat i nehomogenní materiály. Velikost výstupních částic z drtiče je dost nerovnoměrná. V některých případech bývají drtiče opatřeny sítí, kterými propadne jen určitá velikost drceného materiálu. Větší kusy se opět vracejí k dalšímu drcení. Vyšší pořizovací cena je vyvážena vysokým výkonem a relativně malým podílem údržby.

Konstrukce stroje je robustní většinou umístěna na kolovém nebo pásovém podvozku. Pro umístění ve zpracovatelském závodu jsou drtiče konstruovány také jako stacionární, které jsou v návaznosti na výrobní linku. Kolové a pásové drtiče jsou těžší a větší než štěpkovače. Mezi hlavní výrobce na evropském trhu patří firmy Doppstadt, Jenz a Komptech. Americký zástupce na evropském trhu představují firmy Vermeer, Morbark a Peterson. Americké stroje byly z velké části konstruovány pro drcení stavebního dříví, které se ve velké míře využívá pro výrobu stavebních dřevěných desek. V Evropě jsou ve velké míře tyto drtiče využívány pro drcení energetické lesní biomasy. Pro jejich velkou hmotnost a rozměry je nutné provádět drcení na odvozním místě nebo až na zpevněných plochách lesních závodů. Teoretický výkon drtičů se pohybuje až na hodnotě $450 \text{ m}^3/\text{h}^{-1}$. V praxi, ale dosahují obvykle stejných výkonů jako štěpkovače a to vlivem přerušovaného přísunu materiálu do drtícího ústrojí a chaotickými vlastnostmi vstupního materiálu. Reálný výkon je uváděn v desítkách prostorových metrů štěrky za hodinu.

Rozdělení drtičů

Podle rychlosti otáčení pracovního orgánu dělíme drtiče na pomaluběžné a rychloběžné, v některých případech se vyskytují i kombinované varianty.

Pomaluběžné drtiče

Jedná se o stroje pro hrubé zpracování vstupního materiálu podélně uloženým rotorem, na kterém jsou zuby. Funkčním orgánem je v největší míře využíván válec, po jehož obvodu jsou spirálově rozmístěny nože. Tyto nože mají různé geometrické tvary (hranaté, trojúhelníkové atd.). Podle použitého tvaru nože je tvarován i protinůž. Dle počtu rotujících válců jsou rozděleny drtiče na jednohřídelové, dvouhřídelové, případně také na čtyřhřídelové, které dosahují největších pracovních výkonů. Drtiče dvouhřídelové mohou být konstruovány bez protinožou v případě, že se hřídele otáčejí proti sobě. Největší uplatnění nalézají při drcení starého dřeva jako je dřevěný stavební materiál, dřevěné přepravní obaly, nábytek, pařezy atd. Konstrukce strojů může být stacionární nebo mobilní.

Rychloběžné drtiče

Tyto stroje jsou vybaveny rychle se otáčejícím se rotorem s volně uloženými kladivy. Jsou vhodné pro zpracování starého dřeva, palet, bioodpadu, zahradních a parkových odpadů, větví atd. Nespornou výhodou také je, že mohou být použity pro zpracování zbytků po těžbě dřeva. Výstupní velikost drceného materiálu je možné volit za pomoci dodrcovacích košů, kterých je celá řada a liší se velikostí propadových otvorů, které mohou být v rozsahu 50 – 280 mm. Dle drtícího segmentu rozdělujeme drtiče na dva druhy a to diskové a bubnové. Diskové drtiče mají umístěný drtící disk vertikálně s malými nožíky připevněnými v čelní ploše disku. Dřevo je k disku přitlačováno protilehlou stranou, která je hydraulicky ovládána. Největší uplatnění tyto drtiče nacházejí při drcení pařezů, kusového odpadu, odpadů z těžby a další surovin s podobnou strukturou.

Bubnové drtiče jsou vybaveny spirálově rozmístěnými noži nebo kladívky. Kladívkové drtiče jsou vhodné pro drcení tenkých větví, křovin, kůry a podobných materiálů. Nožové drtiče jsou vhodné pro drcení větví a kusového odpadu.

Kombinované drtiče

Tento typ drtiče kombinuje výhody rychloběžných a pomaluběžných drtičů do jednoho kompaktního zařízení. Při tomto spojení rozdílných drtičů do jednoho zařízení je možné, aby na vstupu byl zpracován hrubý a objemný materiál s cílem dosáhnout co nejmenších částí materiálu na výstupu, který je potřeba například do spaloven. Tyto drtiče mohou být dále vybaveny separátory kovových částí materiálu, převážně zbytků hřebíků, šroubů atd.

Pracovní ústrojí drtičů

Pracovní ústrojí drtičů je možno rozdělit na:

- Nožové (nožová hvězdice tzv. systém „mixér“ s 2 – 4 zahnutými noži)
- Talířové (talíř je uložen šikmo nebo kolmo a je osazen 1, 2 nebo více noži)
- Spirálové ostří (k přiváděnému materiálu je kotouč uložen šikmo nebo kolmo, to zaručuje větší plynulost drcení i u objemnějších materiálů)
- Kladívkové (využívají se pro drcení na malé částice materiálu)
- Kombinované

Rozdělení pracovního ústrojí u pomaluběžných drtičů:

- S frézovacím válcem
- Se šnekovým řezacím válcem

Podobně jako u štěpkovačů jsou drtiče poháněny buďto elektrickou energií, spalovacím motorem nebo od externího zdroje energie, například od traktoru přes kardanovou hřídel.

Dle způsobu dopravy dělíme drtiče na mobilní a stacionární.

Pracovní ústrojí je vyrobeno z houževnatého materiálu, aby co nejdéle odolávalo namáhání od drceného materiálu. Největší namáhání je na činných částech zařízení, jakým jsou nože, kladívka, šneky nebo frézovací hlavy.

Rozdělení dle osy rotace na:

- Horizontální osa rotace
- Vertikální osa rotace

Drtiče s horizontální osou rotace jsou určeny k náročnější práci. Konstrukčně jsou řešeny s pracovním ústrojím hřebenovým, kladívkovým, talířovým a kombinovaným. Materiál je do vstupního hrdla vkládán za pomoci hydraulické ruky nebo ručně. V největších typu těchto drtičů je voleno vkládací ústrojí dvojicí válců nebo dvojicí řetězových dopravníků.

Drtiče s vertikální osou nacházejí uplatnění převážně v drcení kůry, malých větví a zeleného odpadu. Mezi hlavní výhody patří nízká hmotnost zařízení a jednoduchá konstrukce. Pracovní ústrojí bývá nejčastěji nožové, talířové nebo kombinací zmíněných. Drtiče s nožovým pracovním rotorem jsou velmi hlučné. Jsou opatřeny vtahovacím mechanismem, protože hrozí nevhodný zpětný ráz. Drtiče frézovací jsou méně hlučné než nožové a nepotřebují vtahovací zařízení. Maximální průměr vstupního materiálu je 40 mm.

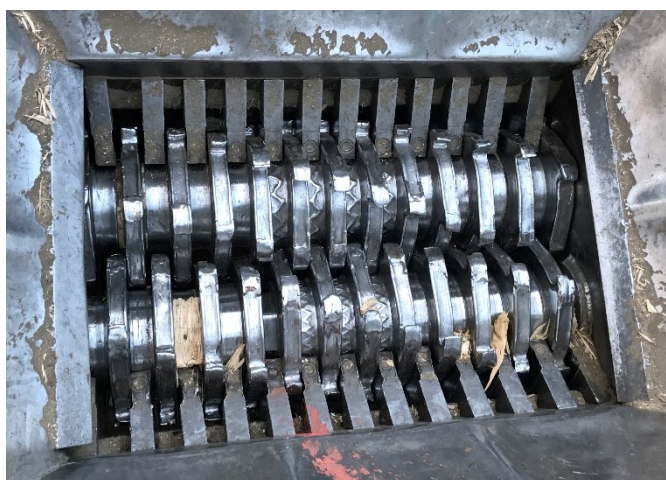
Válcové drtiče

Ve válcových drtičích jsou zdrobňovány odpady dvěma způsoby. Buďto mezi dvěma proti sobě se otáčejícími válci nebo mezi otáčejícím se válcem a nepohyblivou čelistí. V běžné praxi se využívají drtiče různých konstrukčních provedení. Povrch válců většinou bývá tvořen výstupky v podobě hrotů nebo zubů.

V některých speciálních případech se můžeme setkat s víceválcovými drtiči. Dvouválcové a jednoválcové drtiče se používají také při hrubém drcení uhlí a jiných nepříliš těžce drtitelných surovin.

Dvouválcové drtiče s ozubenými válci

Drtiče s ozubenými válci mají po svém obvodu různě tvarované nálitky, hroty či zuby. Vyměnitelné ozubené nebo mohutnými výstupky opatřené pláště jsou nejčastěji složeny z několika segmentů. V některých případech jsou pláště válce tvořeny z většího počtu ozubených kotoučů, které jsou nasazeny těsně vedle sebe na tzv. jádru válce. Toto konstrukční řešení umožňuje výměnu jednotlivých kotoučů, které jsou nějakým způsobem poškozeny. Nejčastěji se jedná o opotřebované nebo vylomené zuby.



Obr. 1.4 Dvouválcový drtič s ozubenými válci

Dvojválnové drtiče se v některých případech chrání před poškozením odpružením jednoho z válců. Přítlačná síla pružiny musí být dostatečně velká, aby nedocházelo k samovolnému rozšiřování mezery mezi válci. V některých případech se před ústí drtiče zařazuje magnetický odlučovač kovových částí. Při drcení dochází k opotřebení řezných elementů zubů. V případech, kdy není možné vyměnit řezný zub, je možno jednotlivé zuby navařovat tvrdokovem.

Válnové drtiče lze použít také v těžkých provozech pro drcení uhlí, koksu, bauxitu, vápence a jiných hornin. Tvar se musí vždy přizpůsobit tvrdosti drcené horniny. Tyto drtiče lze použít jako primární drtiče tak jako sekundární.

Jednoválnové drtiče

Tyto drtiče nacházejí uplatnění při drcení středně drtitelných materiálů jako je uhlí, sádrovec, fosforit, dřevo a komunální odpady. Vhodné jsou také pro drcení vlhkých, lepivých materiálů, který by jinak ucpávaly drticí prostor jiných drtičů.

V jednoválnových drtičích dochází ke zdobňování materiálu v prostoru mezi otáčejícím se válcem a pevnou, obloukově prohnutou čelistí. Taktéž musí být tvar zubů a nálitku přizpůsoben pevnosti drceného materiálu. Mezi hlavní přednost tohoto drtiče patří jednoduchá konstrukce oproti dvouválnovému drtiči.



Obr. 1.5 Jednoválnový drtič [16]

Jednoválcové drtiče mívají menší výkony než dvouválcové. Nejmenší průměry jednoválcových drtičů bývají od 300 – 500 mm. Největší průměr bývá v rozmezí 1 200 až 1350 mm. Délka válců, které se používají v aplikaci, dosahuje 1 200 až 1 600 mm. Menší drtiče mají otáčky v rozmezí 75 – 100 min⁻¹. U větších drtičů jsou otáčky nižší a to v rozmezí 30 – 50 min⁻¹.

Kladívkové drtiče

Kladívkové drtiče zdrobňují vstupní materiál prudkými údery kladiv, která jsou kloubově uložena na rychle se otáčejícím rotoru s vodorovnou osou. V klidové poloze jsou kladiva ve svislé poloze. Jakmile se uvede rotor do pohybu, kladiva zaujmou radiální polohu vlivem odstředivé síly. Rychle se pohybující kladiva drtí kusy materiálu prudkými údery a z části také tím, že tento materiál odhazují na pancéřové obložení drtiče. Obvodová rychlost kladiv se pohybuje v rozmezí 13 – 20 m·s⁻¹.

Ve většině konstrukcí drtiče je pod rotorem umístěn rošt zadržující ještě nedostatečně rozdrcené kusy v drtícím prostoru. V případech, kdy není požadavek na danou hrubost výstupního materiálu, je možné drtit bez roštu. Taktéž při selektivním drcení kladivové drtiče tento rošt nemají.



Obr. 1.6 Kladívkový drtič

Kloubové uložení kladiv umožňuje jejich rychlou a snadnou výměnu. Nárazy kladiv nepřenášejí plnou sílu na hřídel a do ložisek rotoru. Kloubové uložení také může plnit ochranu zařízení při vniknutí nedrtitelných předmětů do drtiče jenom při menších obvodových rychlostech kladiv. Při vysokém počtu otáček rotoru se celý systém chová jako tuhý. To by mohlo způsobit poškození drtiče.

Kladivové drtiče mívají tři, čtyři i více řad kladiv. Počet kladiv v jednotlivých řadách závisí na délce rotoru. Hmotnost a tvar jednotlivých kladiv se řídí velikostí a drtitelností jednotlivých materiálů. Hmotnost jednotlivých kladiv drtičů může dosahovat hmotnosti až 130 kg.

1.3 Porovnání výstupních frakcí

V tomto dřevozpracujícím závodu jsou dva druhy zpracování biomasy. První způsob je na výše zmíněném drtiči dřevní hmoty a poté firma disponuje stacionárním štěpkovačem, na kterém jsou zpracovávány dřevní okory z výroby.

Porovnání kvality výstupní hmoty:

1. Nevhodný výstupní materiál z drtiče vinou špatného servisu a seřízení drtiče. Tento kus dřevní hmoty dosahuje délky v některých případech až 100 cm. Což nesplňuje požadavky spaloven na kvalitu biomasy.
2. Dřevní štěpka ze stacionárního štěpkovače. Jedná se o štěpku vyšší kvality.
3. Nadrcený dřevní odpad z drtiče, který je možno použít ke spálení v kotlech na biomasu.



Obr. 1.7 Druhy výstupních frakcí

1 – nevhodný výstupní materiál, 2 – štěpka stacionární drtič, 3 – štěpka drtič

2 Analýza problému

Již od roku 2011 je ve vlastnictví firmy, která se zabývá výrobou dřevěných palet a přepravních obalů v provozu drtič typu DR240/900. Tento drtič slouží ve firmě k drcení dřevního odpadu z výroby. Ať již v podobě odřezků z desek a hranolů, které se používají pro výrobu palet nebo špalkových odřezků a kůry při krácení surového řeziva v podobě kulatiny na potřebnou délku a průměr.



Obr. 2.1 Odřezky desek [13]



Obr. 2.2 Odřezky kulatiny [14]

V posledních letech se tento drtič začal využívat také k drcení použitých palet a přepravních obalů, které jsou do firmy sváženy z výrobních závodů, převážně automotive. Palety k drcení mají nejčastěji rozměry 120 x 80, 120 x 100 a 120 x 120 cm.



Obr. 2.3 Paleta standart 1 200 x 800 mm [15]

2.1 Popis drtiče

Drtič odpadu označený jako DR 240 je konstrukčně navržen jako dvojhřídelový drtič s dvěma úrovněmi drcení, aby bylo dosaženo požadované výstupní jakosti drceného materiálu. První úroveň je označena jako DR 240/900, druhá a také poslední úroveň je označena DR 160/600. Každá hřídel tohoto drtiče má vlastní pohon, díky tomu dosahuje vysoké kapacity a schopnosti drtit velké a těžké předměty.

Konstrukčně je drtič uzpůsoben ke zpracování kovových a plastových nádob, odpadu po třískovém obrábění (tzv. špony), kartónu a různé druhy volného papírového odpadu, papírových trubic, velkorozměrového odpadu a komunálního odpadu (pneumatiky osobních aut, matrace, nábytek, domácí spotřebiče, koberce atd.), těla zvířat, kabely, sudy (včetně tekutých, pastovitých nebo pevných látek), různé druhy dřevního odpadu (kmeny stromů, kořeny, dřevní odřezky, palety a podobně).

Tabulka 2.1 Technické parametry drtiče DR 240/900

	DR 240/900	Jednotky
Drtící komora	600x900	[mm]
Šířka nástroje	36	[mm]
Počet zubů na nástroji	5	[ks]
Počet nožů	25	[ks]
Elektrická soustava	400 / 50	[V / Hz]
Pohon	NORD	

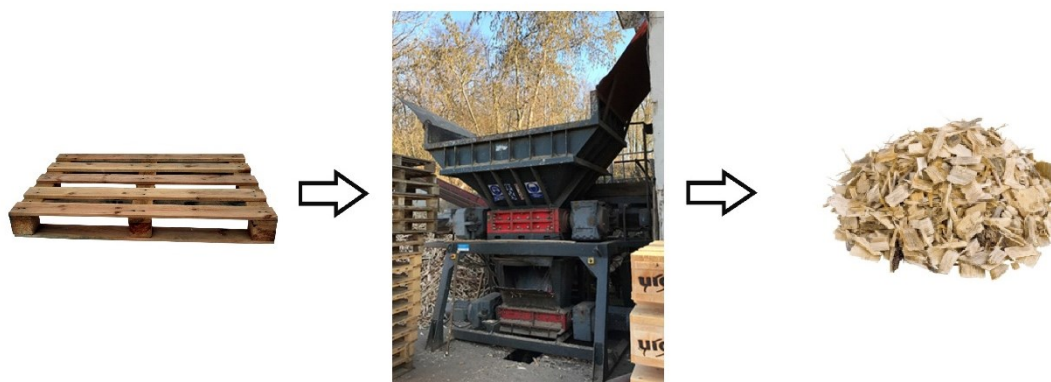
Tabulka 2.2 Technické parametry drtiče DR 160/600

	DR 160/600	Jednotky
Drtící komora	400x600	[mm]
Šířka nástroje	18	[mm]
Počet zubů na nástroji	5	[ks]
Počet nožů	20	[ks]
Elektrická soustava	400 / 50	[V / Hz]
Pohon	NORD	

V horní části je použito dvojhřídelové drtící ústrojí o velikosti 600 x 900 mm. Toto ústrojí vykonává hlavní rozmělnovací činnost. Pro zvýšení drtícího výkonu je tento drtič osazen hydraulickým přitlakem, který přitlačuje kusový a drobný materiál k zubům na hřídeli. Kde dochází k první fázi drcení. Takto podrcený materiál padá do druhé spodní části drtiče.

Ve spodní části je aplikován menší dvouhřídelové drtící ústrojí o velikosti 400 x 600 mm, který dále rozmělnjuje drcený materiál na finální velikost, které je již v hodná pro spalování, případně zplyňování.

Dřevní hmota následně padá na pásový dopravník, ten hmotu vynáší, k dalšímu dopravníku, který slouží k zakládání materiálu pro účely skladování. Nad tímto dopravníkem je umístěn separátor kovových částí, který separuje za pomoci elektromagnetu kovové příměsi ve zpracované hmotě. Tyto příměsi tvoří nejčastěji spojovací materiál, v tomto případě hřebíky, šrouby a vruty. Některé palety mohou být opatřeny dalšími kovovými částmi, jako jsou různá vyztužení rohů, ohrádky atd. Takto separované kovové části jsou vyneseny do nádoby. Po naplnění této nádoby je tento kovový odpad podstoupen recyklaci.



Obr. 2.4 Proces zpracování odpadu



Obr. 2.5 Současný drtič na zpracování palet

2.2 Konstrukční nedostatky

Jako každá věc vyvinuta a vyrobená člověkem, tak i tento drtič má své konstrukční nedostatky, na které bylo opomenuto při vývoji. Případně se jedná o konstrukční řešení, které není vhodné v konkrétní aplikaci ve výrobě.

Výše zmíněný drtič byl pořízen v roce 2011, primárně pro zpracování dřevních odřezků a minimálního množství dřevních špalků. Postupem času docházelo k zvětšování objemu zpracování dřevních špalků s rostoucím objemem výroby. A k tomu bylo do zpracování dřevního odpadu zařazeno také zpracování dřevěných přepravních obalů, jako jsou palety, bedny a další přepravní obaly.

V jednotlivých krocích se pokusím přiblížit nynější problémové uzly.

1 Malý vstupní otvor

V průběhu užívání drtiče došlo ke změně skladby drceného materiálu. V současné době převládá drcení palet. A tímto se stal vstupní otvor nevhodný pro drcení takto velkého materiálu. Velikost vstupního otvoru je 600 x 900 mm a nejčastější rozměr drcených palet představuje paleta o rozměru 1 200 x 800 mm. Tímto dochází k ucpání násypky.



Obr. 2.6 Vstupní otvor

2 Malá výška zubů

Navržená výška zubů není dostatečně velká a při drcení objemnějších těles dochází k minimálnímu výkonu při drcení, případně k drcení nedochází vůbec. Například u drcení dřevěných špalků. Drcený špalek většího průměru při vložení do násypky zaujme polohu mezi hřídelemi a pouze se otáčí. V tento moment funguje drtič naprázdno. Drtič je z tohoto důvodu opatřen hydraulickým přitlakem, který by měl špalek přitlačit k drticím nožům. Bohužel účinnost je minimální.

3 Rozdílná velikost drtícího ústrojí

Druhá úroveň drcení má menší vstupní otvor než první fáze. Při zvětšeném objemovém výkonu v první fázi drcení, dochází k ucpání prostoru mezi oběma drtícími ústrojími. A to vlivem nakypření drcené hmoty. Toto ucpání má za následek strojní prostoje stroje. Vstupní dvířka do prostoru mezi oběma ústrojími byla dodatečně dodělána ve firmě, která tento drtič vlastní.



Obr. 2.7 Meziprostor mezi ústrojími

4 Silentbloky na převodovce

Při volbě silentbloků byl zvolen čtvercový tvar. To by neznamenal nic špatného z hlediska konstrukce. Ale při této aplikaci nebylo zamezeno otáčení pryžových kostek vůči dorazům. Zde došlo k pootočení jak dorazu, tak silentbloku vůči sobě. To mělo za následek zmenšení styčné plochy a zvýšené namáhání na pryž, který následně popraskala. Vhodnější by bylo použít silentblok kruhového tvaru.

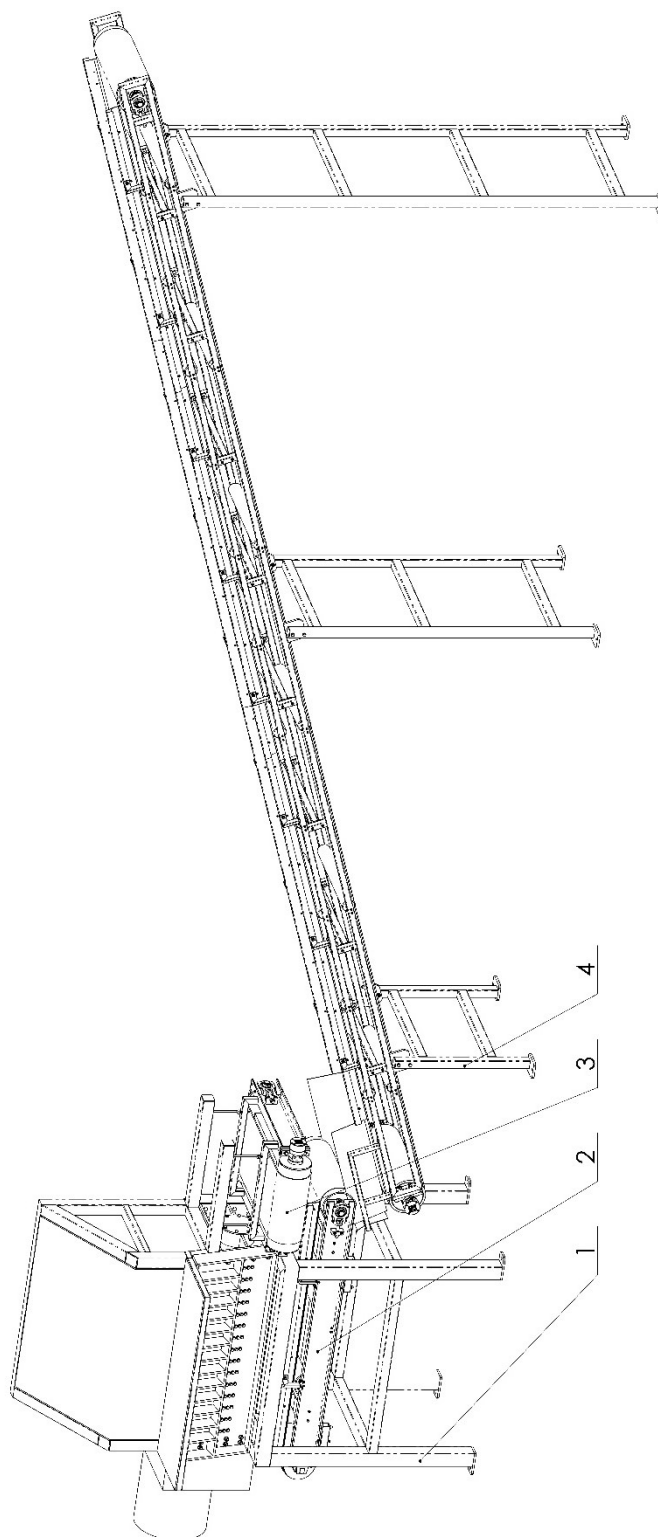


Obr. 2.8 Zničené silentbloky

5 Nemožnost výměny zubů

Při drcení dřevního materiálu dochází k opotřebování zubů, které nejsou konstrukčně navrženy jako výměnné, ale musí se navařovat. Zde dochází k pracovním prostojům stroje. Navařování je podstatně delší úkon, než výměna zubů, které jsou přišroubovány. Při velkém opotřebování zubů dochází k zvětšení mezery mezi hřídelemi a nevhodné velikosti výstupní frakce.

3 Popis konstrukce drtiče

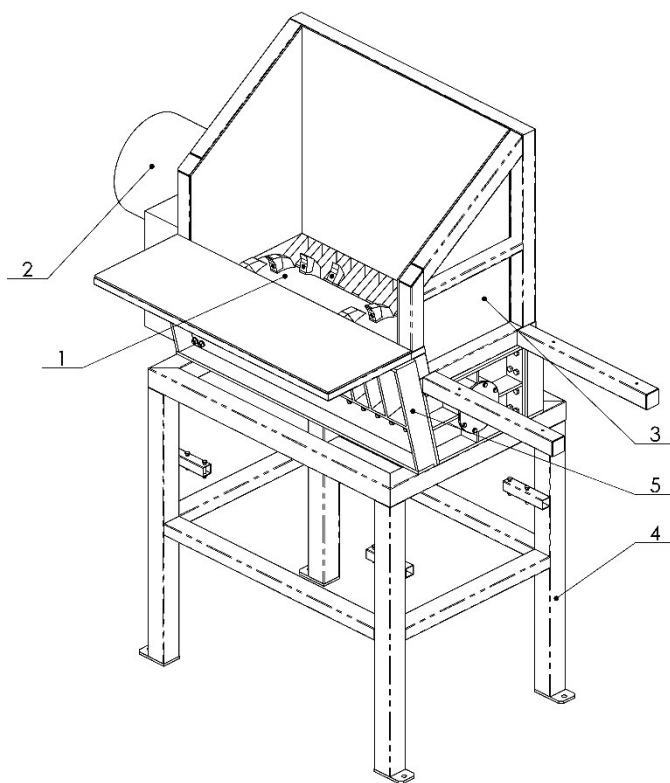


Obr. 3.1 Sestava drtící linky

1 – dřevní drtič, 2 – pásový dopravní, 3 – separátor kov. částí, 4 – skládkový dopravník

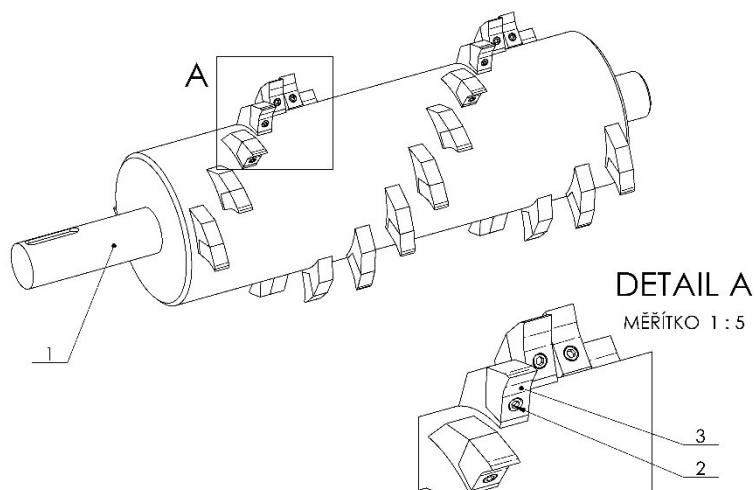
Drtič dřevního odpadu slouží pro zpracování dřevních odřezků, zbytků a přepravních obalů. Z 80% bude drtič sloužit ke zpracování palet, beden a dalších rozměrných výrobků s minimální hmotnostním objemem. Z tohoto důvodu se očekává relativně malý drtící výkon. Ale v porovnání se stávajícím drtičem dojde k mnohonásobnému zvětšení objemu zpracovaných palet a tím k zefektivnění využití skladovací plochy, která může být využita k smysluplnějšímu využití.

Hlavní nosnou částí drtiče je ocelový rám [4], který je svařen z profilu 100x100x3. Tím je zaručena dostatečná pevnost a stabilita. Drtící ústrojí [5] je k rámu přišroubováno. Toto drtící ústrojí tvoří jedna hřídel [1] s výstupky, do kterých jsou poté umístěny zuby. Na drtící ústrojí je přišroubována násypka [3]. Drtič je dle návrhových výpočtů osazen elektromotorem [2] o výkonu 110 kW s převodovkou od firmy NORD, typové označení SK 12382 – 315 SH/4. Což tvoří dostatečnou rezervu v případě přetížení.



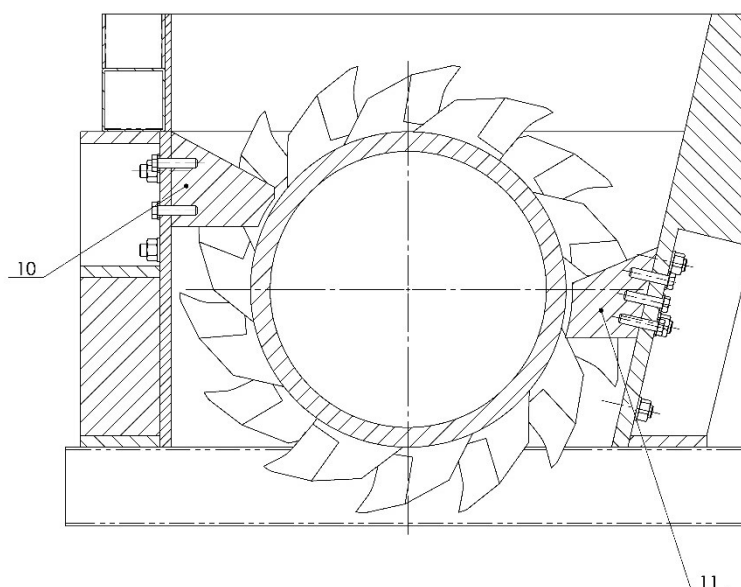
Obr. 3.1 Drtič dřevního odpadu

Hřídel drtiče [1] má průměr 400 mm, což je střední rozměr doporučeného průměru drtícího hřídele u jednohřídelových drtičů. Hřídel je osazena 28 přivařenými výstupky, které jsou osazeny výměnnými zuby [3]. Tyto zuby jsou připevněny k výstupkům šrouby o velikosti M12 [2]. Pozice výstupků na hřídeli tvoří 2 šroubovice. Hřídel je uložena v soudečkových dvouřadých ložiscích označených 23224CW33J od firmy ZKL.



Obr. 3.2 Hřídel

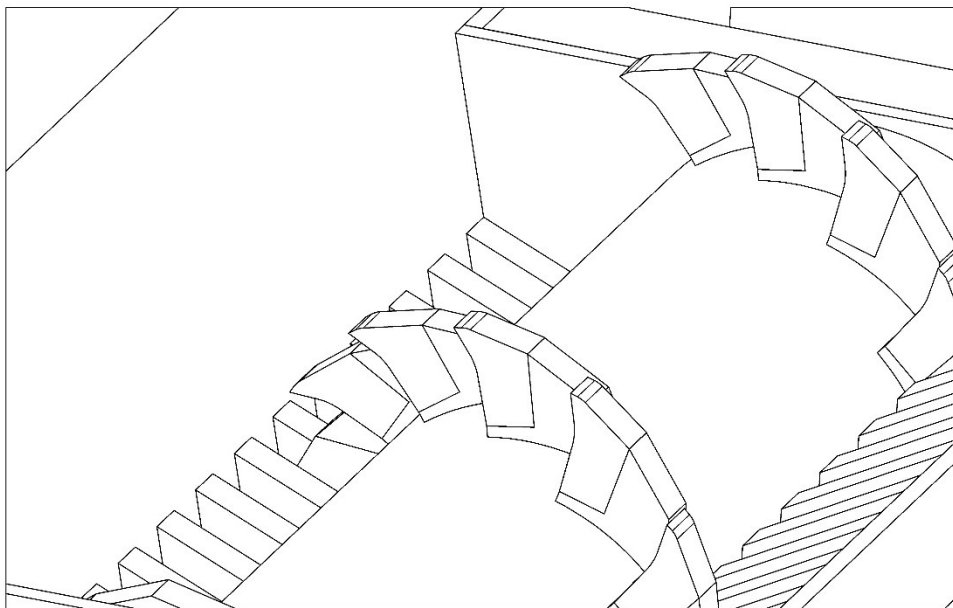
1 – drtící hřídel, 2 – šroub M12x60, 3 – vyměnitelný zub



Obr. 3.3 Řez drtící hřídelí

10 – horní konzola, 11 – dolní konzola

Konstrukce drtícího ústrojí je navržena tak, že horní konzola [10] je připevněna výše a zabráňuje propadávání kusu na rozdrcení v prostoru mezi zubem a stěnou ústrojí drtiče. Dolní konzola [11] plní funkci protikusu a dochází k jejímu namáhání. Toto namáhání dosahuje podobné velikosti jako na zubu hřídele. Poloha dolní konzoly je posunuta vůči ose hřídele drtiče. To má za následek lepší samoplňcí účinek bez použití hydraulického, či mechanického přitlaku.



Obr. 3.3 Pohled do drtícího ústrojí

Při drcení jsou vždy v záběru dva zuby. Při návrhových výpočtech však bylo počítáno s 6 zuby. A to z důvodu, že ve většině případu dojde k drcení více zubů současně, ovšem využití plochy těchto zubů je podstatně menší než u prvních dvou. Toto je způsobeno velikostí drceného materiálu.

Návrhové výpočty drtiče

Teoretický výkon

$$Q_v = 188,4 \cdot n_v \cdot D_v \cdot b_v \cdot \check{s} \cdot q_v [t \cdot hod^{-1}] \quad (3.1)$$

$$Q_v = 188,4 \cdot 32 \cdot 0,4 \cdot 1,3 \cdot 0,05 \cdot 0,1 = 15,674 t \cdot hod^{-1}$$

Při koeficientu naplnění $q_v = 0,5$ je možno dosáhnout výkonu až $78,374 t \cdot hod^{-1}$

n_v	[ot·min ⁻¹]	- počet otáček za minutu
D_v	[m]	- průměr válce
b_v	[m]	- délka válce
\check{s}	[m]	- šířka výstupní štěrbiny
q_v	[-]	- koeficient využití <0,1 až 0,5>

Výpočet plochy zubu

$$S_z = a_x \cdot b_x [m^2] \quad (3.2)$$

$$S_z = 0,04 \cdot 0,083 = 0,003 m^2$$

a	[m]	- šířka zubu
b	[m]	- výška zubu

Výpočet výkonu hnacího elektromotoru

$$F_v = p_v \cdot S_z [N] \quad (3.3)$$

$$F_v = 16\,000\,000 \cdot 0,003 = 48\,000 N$$

p_v	[MPa]	- mez pevnosti dřeva
-------	-------	----------------------

Tabulka 3.1 Průměrné hodnoty meze pevnosti pro některé dřeviny

	konvenční mez pevnosti (MPa) v tlaku napříč vláken ve směru			
druh dřeva	radiálním		tangenciálně	
	12%	>30%	12%	>30%
modřín	4,5	2,7	6,1	2,5
borovice	5,2	3,1	7,6	3,1
smrk	3,4	2,3	4,0	2,0
dub	11,0	6,5	8,5	5,1
jilm	5,8	3,5	4,8	2,9
buk	12,9	7,3	8,5	5,3
habr	14,0	7,9	8,5	5,2

Pro případ, že by se v drcené hmotě objevil jiný materiál, volím 16 MPa.

Při nasazení nových zubových plátů, je plocha velmi malá, protože mají zuby ostré hrany. S přibývajícím provozními hodinami, se zuby otupují a jejich plocha se zaobluje, tímto se zvětšuje i plocha. Tato plocha tvoří cca 1/6 čelní plochy zubu.

Celková potřebná síla na drcení

$$F_C = F_v \cdot 2 \cdot f_n [N] \quad (3.4)$$

$$F_C = 48\,000 \cdot 2 \cdot 1,1 = 316\,800 \, N$$

f_n [-] - součinitel nakypření (1,1 – 1,5)

6 [-] - počet zubů v jedné řadě, které drtí současně

Krouticí moment na rotoru

$$M_{k1} = F_C \cdot r_r [N \cdot m] \quad (3.5)$$

$$M_{k1} = 316\,800 \cdot 0,2 = 63\,360 \, N \cdot m$$

r_r [m] - poloměr válce

Potřebný výkon elektromotoru

$$P_{Mv} = \frac{M_{k1} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_v \cdot f_t}{60} \text{ [kW]} \quad (3.6)$$

$$P_{Mv} = \frac{63\,360 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 32 \cdot 0,38}{60} = 87\,051 \text{ kW}$$

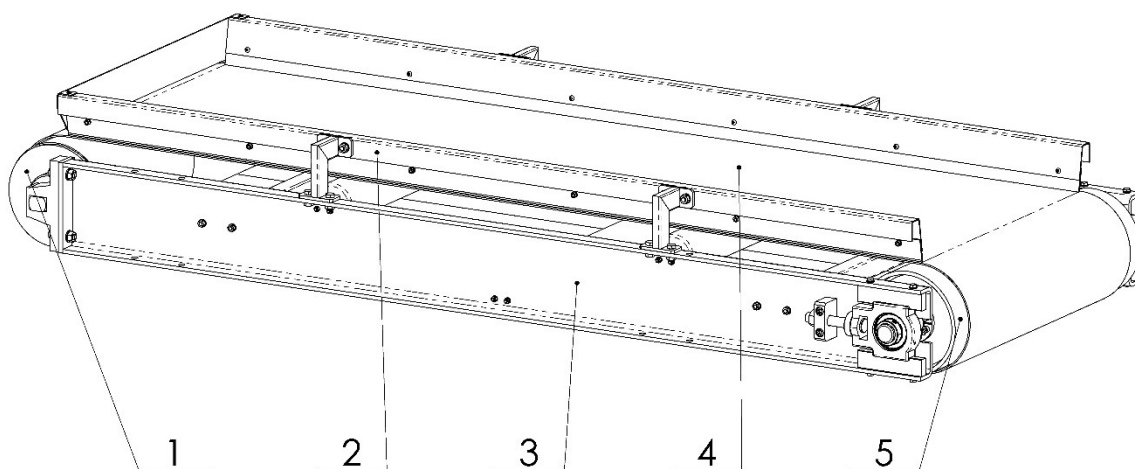
f_t [-] - součinitel tření $\langle 0,38 - 0,44 \rangle$

Volím elektromotor s převodovkou od firmy NORD, konkrétně SK 11382 – 315 SH/4.

Elektromotor má výkon 110 kW a při $32 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$ dosahuje krouticího momentu $65\,000 \text{ N} \cdot \text{m}$.

4 Konstrukce vynášecího pásového dopravníku

Vynášení pásový dopravník je umístěn pod drtícím ústrojím. Hlavním účelem tohoto pásového dopravníku je doprava rozdrčené dřevní hmoty mimo oblast drtiče. V mém případě rozdrčená hmota pokračuje na skládkový pásový dopravník, který slouží k zakládání hmoty na skládku materiálu.



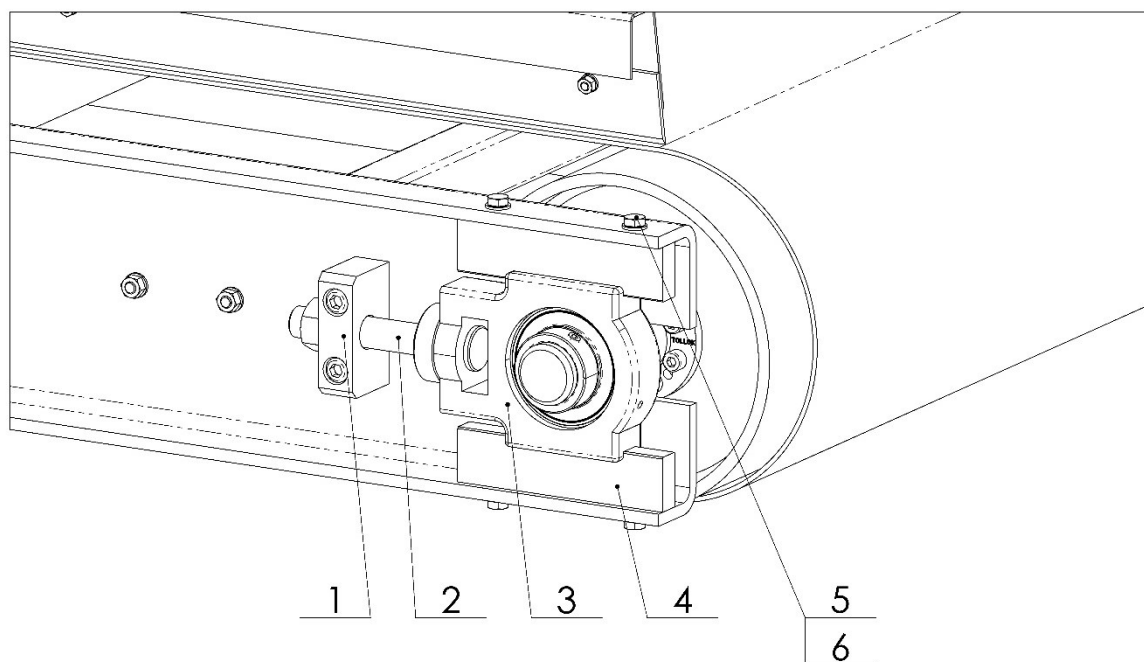
Obr. 4.1 Pásový dopravník pod drtičem

1 – elektrobuben, 2 – boční vedení, 3 – nosný plech, 4 – dopravní pás, 5 – napínací buben

Pásový dopravník byl konstruován o délce 2 000 mm. Hlavní nosná část je tvořena ohnutým plechem [3] o tloušťce 8 mm. Kolmo k tomuto plechu je přišroubován elektrobuben [1] značky RULMECA o výkonu 1,5 kW a průměru 220 mm. Napínací buben [5] je svařenec, přes který prochází hřídel. Tato hřídel je se svařovaným válcem spojena svěrným spojením od firmy TOLLOK.

Na tento pásový dopravník byl použit PVC pás [4] označený jako 2R7 8RF80 (F22 – 11). Jedná se o pás antistatický, částečně odolný vůči minerálním olejům a tukům. Hlavní aplikace tohoto pásu je při přepravě balených potravin, dřeva, pilin, štěpků, plastů a jiných drobných dílů. Mnou navržený pás má šířku 650 mm a jeho síla je 3,1 mm. Po

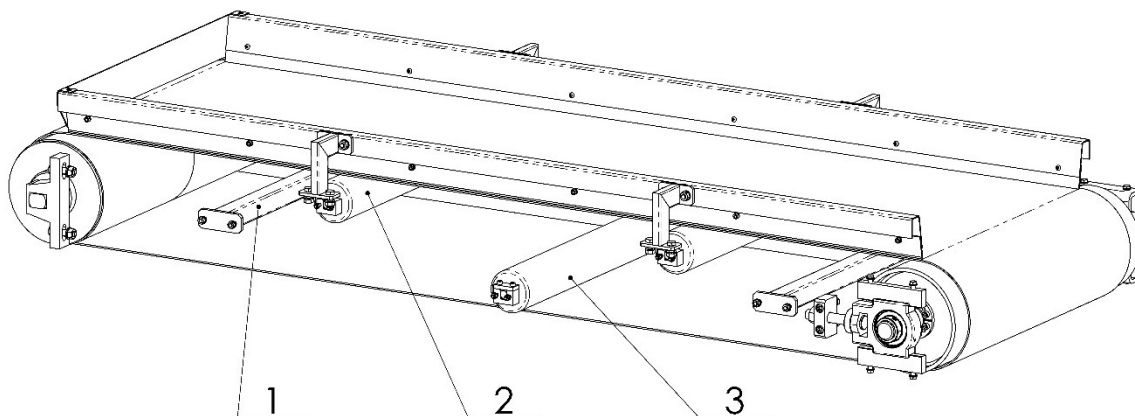
stranách tohoto pásu je boční vedení [2] s pryžovým pásem, aby nedocházelo k postranním ztrátám materiálu při přepravě.



Obr. 4.2 Napínání dopravního pásu

1 – kostka napínání, 2 – napínací šroub, 3 – napínací ložisko, 4 – vedení, 5 – šroub,
6 - podložka

Napínání dopravního pásu se uskutečňuje za pomoci napínacího šroubu [2]. Při utahování matice přes kostku napínání [1], dochází za pomoci matice k odtlačování napínacího ložiska typu UCT 208 [3] a k napnutí dopravního pásu. Vedení ložiska [4] je přichyceno k rámu dopravníku za pomoci šroubu s podložkou. Při napínání musí dojít ke stejnoměrnému napnutí obou napínacích šroubů. V případě nedodržení může dojít ke sklouzávání pásu ke straně a následné havárii, což by způsobilo zvýšené náklady na údržbu a strojní prostoje, které se snažíme eliminovat.



Obr. 4.3 Pásový dopravník bez bočnice

1 – výztuha, 2 – horní váleček, 3 – dolní váleček

Pásový dopravník je po své délce 2x vyztužen [1], aby byl omezen průhyb nosného plechu vlivem napínání pásového dopravníku a také k lepší montáži a demontáži jak hnacího tak hnaného válce.

Dopravní pás je v horní větvi podepřen dvěma válečky [2] o průměru 89 mm, které jsou dodávány od společnosti GUMEX. Rozteč mezi válečky horní větve činí 800 mm. Spodní větev je osázena pouze jedním válečkem [3] stejného typu, který byl použit v horní větvi. Dopravní výkon tohoto dopravníku byl navržen na $30 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$.

Návrhové výpočty pásového dopravníku

Volba rychlosti pásu

Nejběžnější rychlosti jsou: 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15 [m·s⁻¹]

Volím $v = 2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Požadovaný průřez náplně pásu

$$S_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} = 0,014 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

$$S_p = \frac{30}{3,6 \cdot 2,5 \cdot 300 \cdot 0,8} = 0,014 \text{ m}^2$$

Q	[t·h ⁻¹]	- hmotnost dopravovaného materiálu za hodinu
ρ _s	[kg·m ⁻³]	- sypná hmotnost
k _φ	[-]	- součinitel plnění pásu {0,7; 0,9}

Volba dopravního pásu

Dopravní pás volím od firmy GUMEX.

Konkrétně PVC PÁS 2R7 – 8rF80 (F22-11)

PVC pás, antistatický, částečně odolný vůči minerálním olejům a tukům, vhodný pro přepravu balených potravin, dřeva, pilin, štěpků a jiných drobných dílů.

Tabulka 4.1 Parametry dopravního pásu 2R7 – 8rF80

Objednávkový kód	0928 065	
Počet vložek	2	
Pevnost	80	N·mm ⁻¹
Pracovní teplota	-15 až +90	°C
Šířka	650	mm
Minimální průměr hnacího válce	50	mm
Hmotnost	3,4	kg
Síla	3,1	mm

Využitelná šíře dopravního pásu

Vzorec pro dopravní pásy kratší jak 2 metry.

$$b = 0,9 \cdot B - 0,05 \text{ [m]} \quad (4.2)$$

$$b = 0,9 \cdot 0,65 - 0,05 = 0,535 \text{ m}$$

B [m] - šířka dopravního pásu

Skutečná plocha průřezu náplně pásu

$$S = \frac{1}{6} \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg}(\psi_d) \text{ [m}^2\text{]} \quad (4.3)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 0,535^2 \cdot \operatorname{tg} 20 = 0,017 \text{ m}^2$$

ψ_d [°] - sypný úhel štěrky

Podmínka byla splněna:

$$S \parallel 0,017 \parallel \geq S_p \parallel 0,014 \parallel$$

Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p \text{ [N]} \quad (4.4)$$

$$F = 15,913 + 0 + 522,448 = 538,361 \text{ N}$$

Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_1 = f \cdot L \cdot g \cdot [(q + 2 \cdot m_p) \cdot \cos(\varepsilon) + m_v] [N] \quad (4.5)$$

$$F_1 = 0,02 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot [(3,333 + 2 \cdot 3,4) \cdot \cos(0) + 30,420] = 15,91$$

g	$[m \cdot s^{-2}]$	- tíhové zrychlení
ε	$[^\circ]$	- úhel sklonu dopravníku
L	$[m]$	- délka dopravníku
q	$[kg \cdot m^{-1}]$	- měrná hmotnost dopravovaného materiálu
m_p	$[kg \cdot m^{-1}]$	- měrná hmotnost dopravního pásu
m_v	$[kg \cdot m^{-1}]$	- měrná hmotnost rotujících částí válečků
f	$[-]$	- globální součinitel tření $f = 0,02 \langle 0,016; 0,03 \rangle$

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v} [kg \cdot m^{-1}] \quad (4.6)$$

$$q = \frac{30}{3,6 \cdot 2,5} = 3,333 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

Měrná hmotnost rotujících válečků

$$m_v = \frac{n_{vh} \cdot m_{vh}}{t_1} + \frac{n_{vd} \cdot m_{vd}}{t_2} [kg \cdot m^{-1}] \quad (4.7)$$

$$m_v = \frac{2 \cdot 7,02}{0,6} + \frac{1 \cdot 7,02}{1} = 30,420 \text{ kg} \cdot m^{-1}$$

n_{vh}	$[ks]$	- počet válečků v horní větvi
m_{vh}	$[kg]$	- hmotnost válečku v horní větvi
t_1	$[m]$	- rozteč válečků v horní větvi
n_{vd}	$[ks]$	- počet válečků v dolní větvi
m_{vd}	$[kg]$	- hmotnost válečku v dolní větvi
t_2	$[m]$	- rozteč válečků v dolní větvi

Síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_2 = 0 \text{ N}$$

Pásový dopravník dopravuje materiál ve vodorovné poloze bez převýšení.

Přídavné a vedlejší odpory pásového dopravníku

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + n_B \cdot F_B \text{ [N]} \quad (4.8)$$

$$F_P = 20,831 + 1,617 + 1 \cdot 500 = 522,448 \text{ N}$$

F_{N1}	[N]	- odpor setrvačných sil v místě nakládky
F_{N2}	[N]	- odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
n_B	[ks]	- počet nepoháněných bubnů
F_B	[N]	- odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

$$F_{N1} = q \cdot v \cdot (v - v_0) \text{ [N]} \quad (4.9)$$

$$F_{N1} = 3,333 \cdot 2,5 \cdot (2,5 - 0) = 20,831 \text{ N}$$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_{N2} = \frac{\mu_B \cdot q^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot l_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_0}{2}\right)^2 \cdot b_1^2} \text{ [N]} \quad (4.10)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 3,333^2 \cdot 2,5^2 \cdot 9,81 \cdot 0,531}{300 \cdot \left(\frac{2,5 - 0}{2}\right)^2 \cdot 0,535^2} = 1,617 \text{ N}$$

μ_B	[-]	- součinitel tření mezi dopr. materiálem a bočním vedením
l_N	[m]	- délka násypky
b_1	[m]	- světlá šířka bočního vedení

Minimální urychlovací délka

$$l_N = \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} [m] \quad (4.11)$$

$$l_N = \frac{2,5^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,531 \text{ m}$$

Potřebný provozní výkon pohonu pásového dopravníku

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} \cdot 10^{-3} [kW] \quad (4.12)$$

$$P = \frac{538,361 \cdot 2,5}{0,9} \cdot 10^{-3} = 1,495 \text{ kW}$$

η [-] - účinnost poháněcí stanice

Volím bubnový elektromotor od firmy RULMECA, konkrétně 220M o výkonu 1,5 kW. Maximální rychlost je $2,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet tahů v dopravním páse

$$F_o \geq \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (4.13)$$

$$F_o \geq \frac{1,5 \cdot 527,238}{e^{0,35 \cdot 3,142} - 1} = 395,429 \text{ N}$$

k_s [-] - statická bezpečnost proti prokluzu $k_s \geq 1,3$

μ [-] - součinitel tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem

α_G [rad] - úhel opásání poháněcího bubnu

Velikost napínací síly

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_0 - \sin \varepsilon \cdot m_P \cdot g \cdot L') [N] \quad (4.14)$$

$$F_Z \geq 2 \cdot (395,429 - \sin 0 \cdot 3,4 \cdot 9,81 \cdot 2) = 657,442 \text{ N}$$

L' [m] - vzdálenost poháněcího bubnu od napínací stanice

Napínací sílu volím **1 000 N** z důvodu nečekaných, nestandardních a chvilkových rázů a zatížení.

Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{2 \cdot F_Z}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6} [MPa] \quad (4.15)$$

$$p = \frac{2 \cdot 1\,000}{0,22 \cdot 0,65} \cdot 10^{-6} = 0,14 \text{ MPa}$$

$$p_{dov} = 0,15 \text{ MPa} \geq 0,14 \text{ MPa}$$

Měrný tlak mezi pásem a bubnem vyhovuje.

Kontrola dopravního pásu

$$F_{dov} = \sigma_{dov} \cdot B \geq F_Z [N] \quad (4.16)$$

$$F_{dov} = 20 \cdot 650 \geq 1\,000 \text{ N}$$

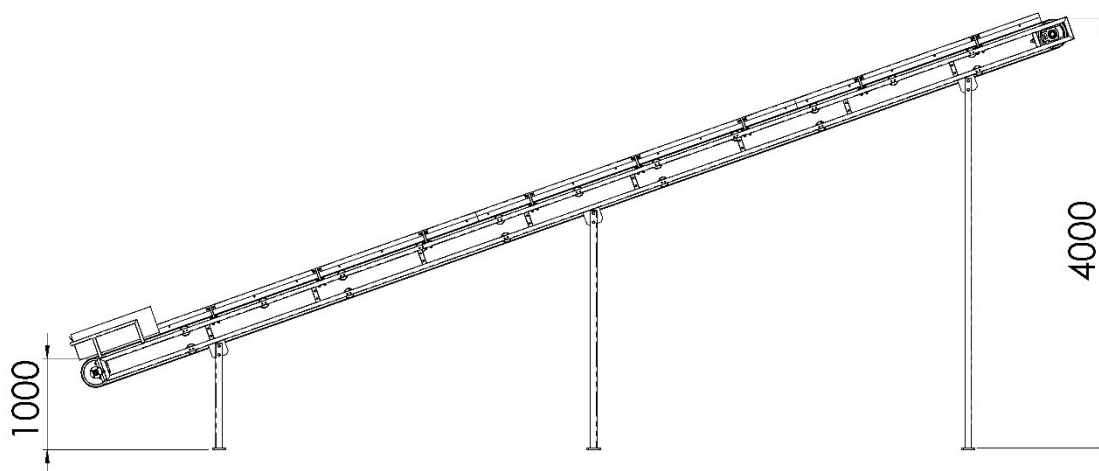
$$13\,000 \text{ N} \geq 1\,000 \text{ N}$$

Dovolená síla je mnohonásobně vyšší, než potřebná síla na předpětí pásu. Z toho vyplývá, že mnou navržený pás vyhovuje.

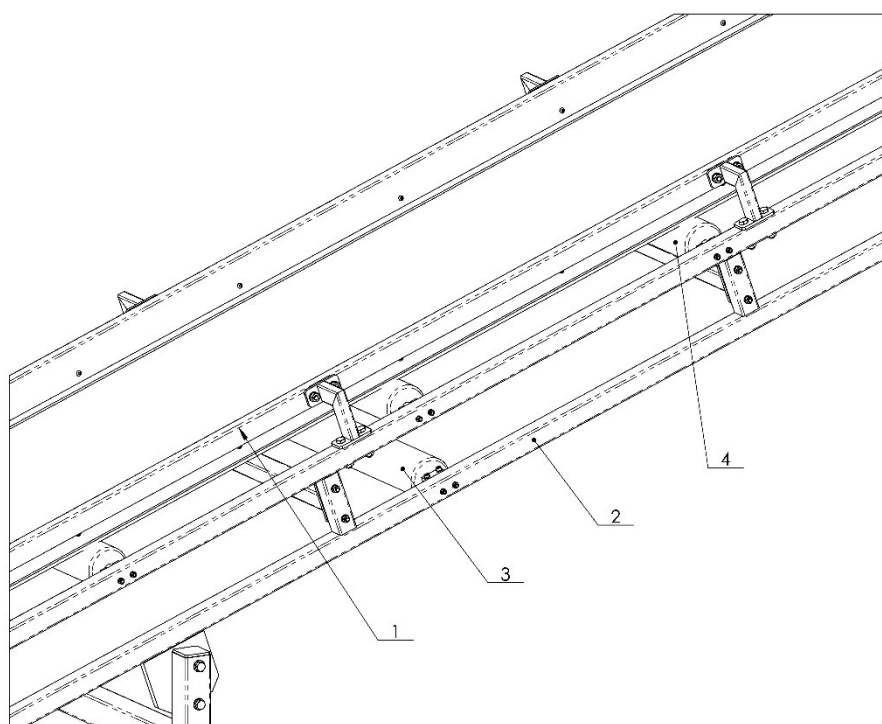
5 Konstrukce skládkového dopravníku

Skládkový dopravník slouží k zakládání rozdrčené dřevní hmoty na dočasnou skládku. Požadovaná dopravní výška byla navržena 4 000 mm, aby bylo docíleno co nejdelšího období drcení bez využití strojní mechanizace, například čelního nakladače, který dočasnou hromadu pod pásovým dopravníkem odebere.

Tento skládkový dopravník přijímá přepravovanou hmotu od pásového dopravníku, který je umístěn pod drticím ústrojím. Následně tuto dřevní hmotu (štěpku) dopravuje pod úhlem 19,5°. Pásový dopravník byl navržen do 20° stoupání, aby byl použit dopravní pás bez profilu, případně přepážek.



Obr. 5.1 Skládkový pásový dopravník – dopravní výška



Obr. 5.3 Detail skládkového dopravníku

1 – boční vedení, 2 – rám dopravníku, 3 – spodní váleček, 4 – horní váleček

Rám pásového dopravníku [2] je svařen z profilu 40x40x3 a tvoří hlavní nosnou část celé konstrukce. Jako v předešlém případě je taktéž pásový dopravník opatřen bočním vedením [1] pro vedení materiálu při pohybu na dopravním páse. Horní větev válečku [4] je opět tvořena válečky od firmy GUMEX o průměru 89 mm. Celkem jich je v horní větvi použito 11 kusů a rozteč mezi jednotlivými válečky je 740 mm. Dolní větev je tvořena totožnými válečky [3], v počtu 6 kusů a roztečí 1 480 mm.

Návrhové a kontrolní výpočty skládkového dopravníku

Volba rychlosti pásu

Nejběžnější rychlosti jsou: 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\text{Volím } v_p = 2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Požadovaný průřez náplně pásu

Totožná jako u spodního pásového dopravníku $S_p = 0,014 \text{ m}^2$

Volba dopravního pásu

Dopravní pás volím od firmy GUMEX.

Konkrétně pryžový pás EP 315/2 AA

Pryžový dopravníkový pás velmi odolný proti opotřebení. Využívá se k přepravě vysoce abrazivního materiálu.

Tabulka 5.1 Parametry dopravního pásu EP 315/2 AA

Objednávkový kód	0866 067	
Pevnost	315	N/mm
Pracovní teplota	-25 až +60	°C
Šířka	650	mm
Minimální průměr hnacího válce	250	mm
Hmotnost	6,08	kg^{-1}
Síla	7	mm

Využitelná šíře dopravního pásu

$$b_p = 0,9 \cdot B_p - 0,05 \text{ [m]} \quad (5.1)$$

$$b_p = 0,9 \cdot 0,65 - 0,05 = 0,535 \text{ m}$$

B_p [m] - šířka dopravního pásu

Úhel sklonu

$$\sin \varepsilon = \frac{H}{L_p} \quad (5.2)$$

$$\sin \varepsilon = \frac{3}{9} = 19,47^\circ$$

H [m] - dopravní výška

L_p [m] - délka dopravního pásu

Korekce úhlu sklonu

$$k_1 = \left[\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right]^{0,5} \quad (5.3)$$

$$k_1 = \left[\frac{\cos^2 19,47^\circ - \cos^2 20^\circ}{1 - \cos^2 20^\circ} \right]^{0,5} = 0,207$$

$$k = 1 - \frac{S_{D1}}{S_D} \cdot (1 - k_1) \quad (5.4)$$

$$k = 1 - \frac{0,015}{0,038} \cdot (1 - 0,207) = 0,480$$

Skutečná plocha průřezu náplně pásu

$$S_{D1} = \frac{1}{6} \cdot b_{p1}^2 \cdot tg\psi_d [m^2] \quad (5.5)$$

$$S_{D1} = \frac{1}{6} \cdot 0,535^2 \cdot tg20^\circ = 0,017 m^2$$

$$S_{D2} = \frac{1}{4} \cdot (b_{p1}^2 - l_s^2) \cdot tg\beta [m^2] \quad (5.6)$$

$$S_{D2} = \frac{1}{4} \cdot (0,535^2 - 0) \cdot tg20^\circ = 0,026 m^2$$

$$S_D = S_{D1} + S_{D2} [m^2] \quad (5.7)$$

$$S_D = 0,017 + 0,026 = 0,043 m^2$$

$$S_S = k \cdot S_D [m^2] \quad (5.8)$$

$$S_S = 0,480 \cdot 0,043 = 0,021 m^2$$

Podmínka byla splněna:

$$S_S \parallel 0,021 \parallel \geq S_P \parallel 0,014 \parallel$$

Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F_p = F_{p1} + F_{p2} + F_{pP} [N] \quad (5.9)$$

$$F_p = 273,711 + 98,09 + 522,448 = 894,249 N$$

Síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku

$$F_{p1} = f \cdot L_p \cdot g \cdot [(q_p + 2 \cdot m_{pp}) \cdot \cos(\varepsilon_p) + m_{pv}] [N] \quad (5.10)$$

$$F_1 = 0,02 \cdot 9 \cdot 9,81 \cdot [(3,33 + 2 \cdot 6,08) \cdot \cos(19,47) + 140,4] = 273,7 \text{ N}$$

g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	- tíhové zrychlení
ε_p	$[\text{°}]$	- úhel sklonu dopravníku
L_p	$[\text{m}]$	- délka dopravníku
q_p	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- měrná hmotnost dopravovaného materiálu
m_{pp}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- měrná hmotnost dopravního pásu
m_{pv}	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}]$	- měrná hmotnost rotujících částí válečků
f	$[-]$	- globální součinitel tření $f = 0,02 \langle 0,016; 0,03 \rangle$

Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q_p = \frac{Q}{3,6 \cdot v_p} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (5.11)$$

$$q_p = \frac{30}{3,6 \cdot 2,5} = 3,333 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

Měrná hmotnost rotujících válečků

$$m_{pv} = \frac{n_{pvh} \cdot m_{pvh}}{t_{p1}} + \frac{n_{pvd} \cdot m_{pvd}}{t_{p2}} [\text{kg} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (5.12)$$

$$m_{pv} = \frac{11 \cdot 7,02}{0,7} + \frac{6 \cdot 7,02}{1,4} = 140,4 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

n_{pvh}	$[\text{ks}]$	- počet válečků v horní větvi
m_{pvh}	$[\text{kg}]$	- hmotnost válečku v horní větvi
t_{p1}	$[\text{m}]$	- rozteč válečků v horní větvi
n_{pvd}	$[\text{ks}]$	- počet válečků v dolní větvi
m_{pvd}	$[\text{kg}]$	- hmotnost válečku v dolní větvi
t_{p2}	$[\text{m}]$	- rozteč válečků v dolní větvi

Síla potřebná k překonání dopravní výšky

$$F_{p2} = q_p \cdot H \cdot g \text{ [N]} \quad (5.13)$$

$$F_{p2} = 3,333 \cdot 3 \cdot 9,81 = 98,09 \text{ N}$$

Přídavné a vedlejší odpory dopravního pásu

$$F_{PP} = F_{PN1} + F_{PN2} + n_{PB} \cdot F_{PB} \text{ [N]} \quad (5.14)$$

$$F_{PP} = 20,831 + 1,617 + 1 \cdot 500 = 522,448 \text{ N}$$

F_{PN1}	[N]	- odpor setrvačných sil v místě nakládky
F_{PN2}	[N]	- odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením
n_{PB}	[ks]	- počet nepoháněných bubnů
F_{PB}	[N]	- odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

Odpor setrvačných sil v místě nakládky a v oblasti urychlování

$$F_{PN1} = q_p \cdot v_p \cdot (v_p - v_{p0}) \text{ [N]} \quad (5.15)$$

$$F_{PN1} = 3,333 \cdot 2,5 \cdot (2,5 - 0) = 20,831 \text{ N}$$

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování

$$F_{PN2} = \frac{\mu_B \cdot q_p^2 \cdot v_p^2 \cdot g \cdot l_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v_p + v_{p0}}{2}\right)^2 \cdot b_{p1}^2} \text{ [N]} \quad (5.16)$$

$$F_{N2} = \frac{0,6 \cdot 3,333^2 \cdot 2,5^2 \cdot 9,81 \cdot 0,531}{300 \cdot \left(\frac{2,5 - 0}{2}\right)^2 \cdot 0,535^2} = 1,617 \text{ N}$$

μ_B	[-]	- součinitel tření mezi dopr. materiálem a bočním vedením
l_N	[m]	- délka násypky
b_{p1}	[m]	- světlá šířka bočního vedení

Minimální urychlovací délka

$$l_{pN} = \frac{v_p^2 - v_{p0}^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} [m] \quad (5.17)$$

$$l_{pN} = \frac{2,5^2 - 0}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,6} = 0,531 \text{ m}$$

Potřebný provozní výkon pohonu pásového podavače

$$P_p = \frac{F_p \cdot v_p}{\eta} \cdot 10^{-3} [kW] \quad (5.18)$$

$$P_p = \frac{894,249 \cdot 2,5}{0,9} \cdot 10^{-3} = 2,48 \text{ kW}$$

η [-] - účinnost poháněcí stanice

Volím bubnový elektromotor od firmy RULMECA, konkrétně 220M o výkonu 3 kW. Maximální rychlost je $2,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Výpočet tahů v dopravním páse

$$F_{po} \geq \frac{k_{ps} \cdot F_p}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (5.19)$$

$$F_{po} \geq \frac{1,5 \cdot 894,249}{e^{0,35 \cdot 3,142} - 1} = 670,686 \text{ N}$$

k_{ps} [-] - statická bezpečnost proti prokluzu $k_s \geq 1,3$

μ [-] - součinitel tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem

α_G [rad] - úhel opásání poháněcího bubnu

Velikost napínací síly

$$F_{pz} \geq 2 \cdot (F_{p0} - \sin \varepsilon_p \cdot m_{pp} \cdot g \cdot L'_p) [N] \quad (5.20)$$

$$F_{pz} \geq 2 \cdot (670,686 - \sin 19,47 \cdot 6,08 \cdot 9,81 \cdot 9) = 983,524 \text{ N}$$

L'_p [m] - vzdálenost poháněcího bubnu od napínací stanice

Napínací síla je pro vodorovný pásový dopravník totožná.

Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p_p = \frac{2 \cdot F_{pz}}{D_{pb} \cdot B_p} \cdot 10^{-6} [MPa] \quad (5.21)$$

$$p_p = \frac{2 \cdot 983,524}{0,25 \cdot 0,65} \cdot 10^{-6} = 0,12 \text{ MPa}$$

Kontrola dopravního pásu

$$F_{pdov} = \sigma_{pdov} \cdot B_p \geq F_{pz} \quad (5.22)$$

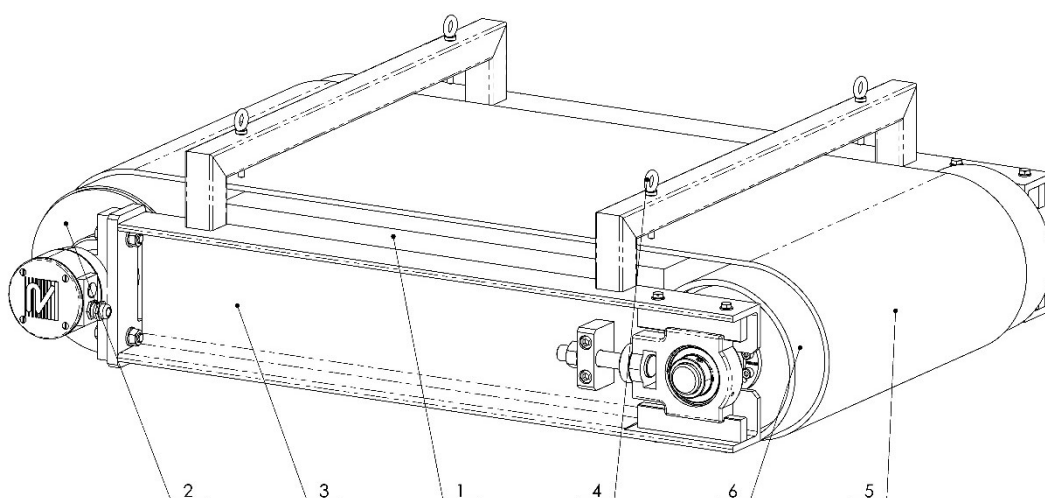
$$F_{pdov} = 315 \cdot 650 \geq 657,442$$

$$F_{pdov} = 204\,750 \geq 657,442$$

6 Konstrukce magnetického separátoru

Magnetický separátor se využívá k roztržení nechtěných kovových příměsí. Nejčastěji bývá umístěn nad dopravním pásem. Máme dva typy těchto separátorů. Pro malé množství kovových příměsí v materiálu se používají deskové separátory s ručním čištěním. To znamená, že kovové částice, které separátor vytřídí z materiálu, jsou přichyceny k desce. Tuto desku je nutno mechanicky očistit od zachycených částic.

Druhým typem separátoru, je separátor s automatickým čištěním. Nejčastěji se jedná o elektromagnetickou desku, kterou obíhá pásový dopravník. Zachycená kovová příměs je přitažena k elektromagnetické desce. Před ní je však umístěn pás, který tuto část odstraní do předem připravené nádoby. Není již potřeba k manuálnímu čištění tak jako v předešlém případě.



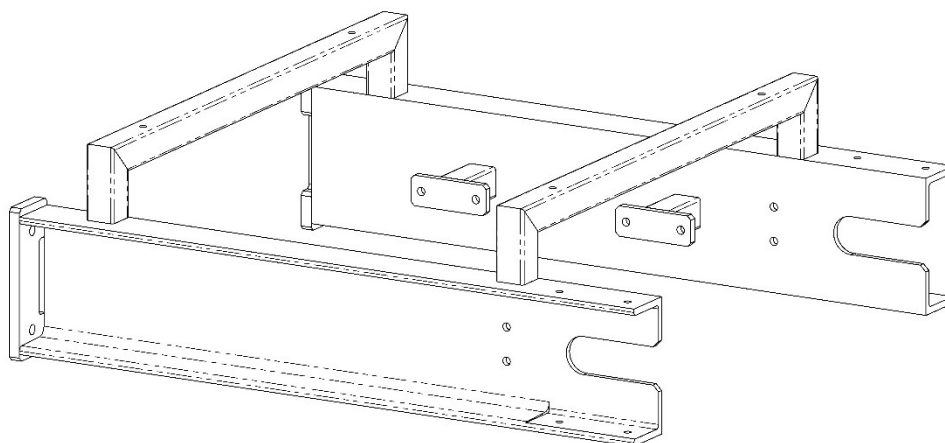
Obr. 6.1 Pásový separátor

- 1 – elektromagnetická deska, 2 – elektrobuben, 3 – nosný rám, 4 – oka uchycení,
5 – dopravní pás, 6 – napínací buben

Zvolil jsem konstrukci samočisticího separátoru. Z důvodu, že v rozdrčené dřevní hmotě z palet a dalších přepravních obalů je velké množství spojovacího materiálu, jako jsou hřebíky, vruty, spony atd.

Dopravní pás [5] jsem zvolil pryžový o šířce 500 mm, konkrétně EP 250/2 Y od firmy GUMEX. Jedná se o pryžový pás, který je velmi odolný proti opotřebení. Využívá se nejčastěji k přepravě vysoce abrazivního sypkého a zrnitého materiálu. Z tohoto důvodu je vhodným kandidátem pro naše použití.

Nosný rám je svařovaná konstrukce [3] s úchyty pro přichycení elektromagnetu [1] a vybráním pro napínací systém hnaného válce [6]. Dále jsou na rámu svařované konstrukce oka [4] pro uchycení nad dopravní pás.



Obr. 6.2 Nosný rám separátoru

Elektromagnet má magnetickou pouze spodní desku. Účinný dosah tohoto magnetu pro kovové částice do hmotnosti 0,15 kg činí 250 mm, což je v našem případě dostatečná vzdálenost. Elektrobuben [2] byl použit výkonově stejný jako u vodorovného pásového dopravníku, pouze jeho délka je 650 mm. Napínací buben je svařované konstrukce s délkou 650 mm.

Návrhové výpočty magnetického separátoru

Volba rychlosti pásu

Nejběžnější rychlosti jsou: 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\text{Volím } v_{SP} = 2,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

Volba dopravního pásu

Dopravní pás volím od firmy GUMEX.

Konkrétně EP 250/2 Y – PRYŽOVÉ PÁSY PRO PRŮMYSLOVÉ POUŽITÍ

Velmi odolný pás proti opotřebení, pro přepravu vysoce abrazivních materiálu, zrnitého materiálu, ohrusivost max. 80 mm³.

Tabulka 6.1 Parametry dopravního pásu EP 250/2 Y

Objednávkový kód	0865 050	
Počet vložek	2	
Pevnost	250	N·mm
Pracovní teplota	-60 až +60	°C
Šířka	500	mm
Minimální průměr hnacího válce	200	mm
Hmotnost	4,48	kg ⁻¹
Síla	6,8	mm

Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F_{SP} = F_{SPP} [N] \tag{6.1}$$

$$F_{SP} = 500 \text{ N}$$

Přídavné a vedlejší odpory podavače

$$F_{SPP} = n_{SPB} \cdot F_{SPB} [N] \quad (6.2)$$

$$F_{SPP} = 1 \cdot 500 = 500 \text{ N}$$

n_{SPB}	[ks]	- počet nepoháněných bubnů
F_{SPB}	[N]	- odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu

Potřebný provozní výkon pohonu pásového podavače

$$P_{SP} = \frac{F_{SP} \cdot v_{SP}}{\eta_{SP}} \cdot 10^{-3} [kW] \quad (6.3)$$

$$P_{SP} = \frac{500 \cdot 2,5}{0,9} \cdot 10^{-3} = 1,389 \text{ kW}$$

η_{SP}	[-]	- účinnost poháněcí stanice
-------------	-----	-----------------------------

Volím bubnový elektromotor od firmy RULMECA, konkrétně 220M o výkonu 1,5 kW. Maximální rychlost je 2,50 m·s⁻¹.

Výpočet tahů v dopravním páse

$$F_{SPo} \geq \frac{k_{SPs} \cdot F_{SP}}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (6.4)$$

$$F_{SPo} \geq \frac{1,5 \cdot 500}{e^{0,35 \cdot 3,142} - 1} = 375 \text{ N}$$

k_{SPs}	[-]	- statická bezpečnost proti prokluzu $k_s \geq 1,3$
μ	[-]	- souč. tření mezi poháněcím bubnem a dopravním pásem
α_G	[rad]	- úhel opásání poháněcího bubnu

Velikost napínací síly

$$F_{SPZ} \geq 2 \cdot (F_{SP0} - g \cdot L'_{SP}) [N] \quad (6.5)$$

$$F_{SPZ} \geq 2 \cdot (375 - 9,81 \cdot 0,9) = 732,342 \text{ N}$$

L'_{SP} [m] - vzdálenost poháněcího bubnu, od napínací stanice

Napínací síla volím 800 N z důvodu nečekaných, nestandardních a chvilkových rázů a zatížení.

Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p_{SP} = \frac{2 \cdot F_{SPZ}}{D_{SPb} \cdot B_{SP}} \cdot 10^{-6} [MPa] \quad (6.6)$$

$$p_{SP} = \frac{2 \cdot 800}{0,22 \cdot 0,5} \cdot 10^{-6} = 0,14 \text{ MPa}$$

B_{SP} [m] - šířka dopravního pásu

D_{SPb} [m] - průměr hnacího bubnu

$$p_{SPdov} = 0,15 \text{ MPa} \geq 0,14 \text{ MPa}$$

Měrný tlak mezi pásem a bubnem vyhovuje.

Kontrola dopravního pásu

$$F_{SPdov} = \sigma_{SPdov} \cdot B_{SP} \geq F_{SPZ} [N] \quad (6.7)$$

$$F_{SPdov} = 250 \cdot 500 \geq 800 \text{ N}$$

$$125\,000 \text{ N} \geq 800 \text{ N}$$

7 Závěr

V této diplomové práci byl navržen drtič dřevního odpadu, včetně příslušenství. Mezi toto příslušenství patří vodorovný pásový dopravník, který je umístěn pod drtícím ústrojím a dopravuje podrcenou hmotu mimo oblast drtiče. Na tento pásový dopravník navazuje pásový dopravník o délce 9 metrů a dopravuje materiál do výšky 4 000 mm, pod úhlem 19,5°. Nad tímto pásovým dopravníkem je umístěn separátor kovových částí, který odstraní za pomoci elektromagnetu kovové částice, které se vyskytují v rozdrčené hmotě. Diplomová práce obsahuje návrh teoretického výkonu dřevního drtiče, z tohoto návrhu byl zvolen elektromotor s převodovkou na základě návrhových výpočtu krouticího momentu a výkonu elektromotoru. Dále práce obsahuje návrhové a kontrolní výpočty pásových dopravníků, včetně pásového separátoru kovových částí.

Veškeré konstrukce a výkresová dokumentace byla provedena v 3D softwaru od firmy Dassault Systemes, konkrétně pak v Solidworks 2015.

8 Seznam použité literatury

- [1] KŘÍŽEK, Ladislav; *Efektivní zpeněžování dřevní hmoty*
České Budějovice: Centrum aplikovaného výzkumu a dalšího vzdělávání, 2015. 76 s. ISBN 978-80-86266-04-6
- [2] SHIGLEY, Joseph E., MISCHKE, Charles R., BUDYNAS, Richard G.; *Konstruování strojních součástí*
Brno: VUTIUM, 2010, 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
- [3] ANDERT, David, SLADKÝ, Václav, ABRHAM, Zdeněk; *Energetické využití pevné biomasy*
Praha: VÚZT, 2006. 59 s. ISBN 80-86884-19-8
- [4] DINTER, Oskar; *Drcení a mletí nerostných surovin*
Praha: SNTL, 1984. 241 s. ISBN 04-413-84
- [5] FRIES, Jiří; *Pásové dopravníky, bubny a jejich výpočet*
Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2009. 185 s. ISBN 978-80-248-2080-4
- [6] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J., HRABOVSKÝ, L., *Dopravní a manipulační zařízení II.*
Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2003. 103 s. ISBN – online skriptum
- [7] FRIES, Jiří; *Stroje pro zpracování odpadu*
Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 2007. 368 s. ISBN 978-80-248-1511-4
- [8] Officine Costruzioni Meccaniche S.p.A. [online]. 2017 [cit. 30. 3. 2017]. Diskový štěpkovač. Dostupné z: <<http://www.pezzolato.it/it/prodotto/greenline/pz-250#prettyPhoto>>
- [9] Karlow Karlshof a.s. [online]. 2017 [cit. 30. 3. 2017]. Bubnový štěpkovač. Dostupné z: <<http://www.karlow-karlshof.eu/jenz-hem-561-dq-1435824301>>
- [10] NetClione s.r.o. [online]. 2017 [cit. 30. 3. 2017]. Šnekový štěpkovač. Dostupné z: <<http://www.stepkovac-na-vetve.cz/stepkovac-za-traktor/>>
- [11] OBALFRUKT s.r.o. [online]. 2017 [cit. 1. 4. 2017]. Odřezky desek. Dostupné z: <<http://www.obalfrukt.cz/fotogalerie.html>>
- [12] Wotan Forest a.s. [online]. 2017 [cit. 1. 4. 2017]. Odřezky kulatiny. Dostupné z: <<http://www.obalfrukt.cz/doprava.html>>
- [13] Palety Brno [online]. 2017 [cit. 24. 4. 2017]. Paleta standart. Dostupné z: <<http://www.paletybrno.cz/paleta-standard/>>
- [14] Directindustry.com [online]. 2017 [cit. 24. 4. 2017]. Jednoválcový drtič. Dostupné z: <<http://www.directindustry.com/prod/komptech/product-62674-633920.html>>

9 Seznam použitých obrázků

Obr. 1.1	Diskový štěpkovač	15
Obr. 1.2	Bubnový štěpkovač	16
Obr. 1.3	Šnekový štěpkovač	17
Obr. 1.4	Dvojválnový drtič s ozubenými válci	22
Obr. 1.5	Jednoválnový drtič	23
Obr. 1.6	Kladívkový drtič	24
Obr. 1.7	Druhy výstupních frakcí	26
Obr. 2.1	Odřezky desek	27
Obr. 2.2	Odřezky kulatiny	27
Obr. 2.3	Paleta standart 1 200 x 800 mm	27
Obr. 2.4	Proces zpracování odpadu	29
Obr. 2.5	Současný drtič na zpracování palet	30
Obr. 2.6	Vstupní otvor	31
Obr. 2.7	Meziprostor mezi ústrojími	32
Obr. 2.8	Zničené silentbloky	33
Obr. 3.1	Sestava drtící linky	34
Obr. 3.2	Drtič dřevního odpadu	35
Obr. 3.3	Hřídel	36
Obr. 3.4	Řez drtící hřídelí	36
Obr. 3.5	Pohled do drtícího ústrojí	37
Obr. 4.1	Pásový dopravník pod drtičem	41
Obr. 4.2	Napínání dopravního pásu	42
Obr. 4.3	Pásový dopravník bez bočnice	43
Obr. 5.1	Skládkový pásový dopravník – dopravník výška	50
Obr. 5.2	Skládkový pásový dopravník	51
Obr. 5.3	Detail skládkového dopravníku	52
Obr. 6.1	Pásový separátor	60
Obr. 6.2	Nosný rám separátoru	61

10 Seznam tabulek

Tabulka 2.1	Technické parametry drtiče DR 240/900	28
Tabulka 2.2	Technické parametry drtiče DR 160/600	28
Tabulka 3.1	Průměrné hodnoty meze pevnosti pro některé dřeviny	39
Tabulka 4.1	Parametry dopravního pásu 2R7 – 8rF80	44
Tabulka 5.1	Parametry dopravního pásu EP 315/2 AA	53
Tabulka 6.1	Parametry dopravního pásu EP 250/2 Y	62

11 Seznam příloh

Příloha A	Výkres sestavy drtiče včetně příslušenství
Příloha B	Výkres sestavy drtiče
Příloha C	Výkres sestavy spodního pásového dopravníku
Příloha D	CD obsahující: <ul style="list-style-type: none">• diplomová práce ve formátu .pdf• výkres sestavy drtiče včetně příslušenství ve formátu .pdf• výkres sestavy drtiče ve formátu .pdf• výkres sestavy spodního pásového dopravníku ve formátu .pdf